

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Masahiro YAMAMOTO et al.

Title: V-BELT CONTINUOUSLY VARIABLE
TRANSMISSION

Appl. No.: Unassigned

Filing Date: 08/28/2003

Examiner: Unassigned

Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

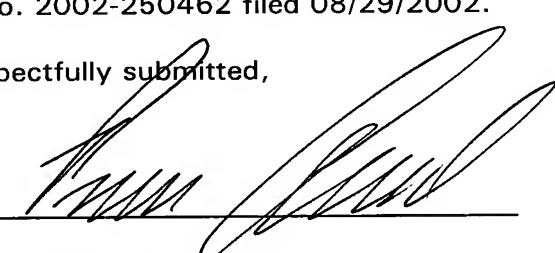
The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2002-250462 filed 08/29/2002.

Respectfully submitted,

By


Pavan K. Agarwal
Attorney for Applicant
Registration No. 40,888

Date August 28, 2003

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 945-6162
Facsimile: (202) 672-5399

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日

Date of Application:

2002年 8月29日

出願番号

Application Number:

特願2002-250462

[ST.10/C]:

[JP2002-250462]

出願人

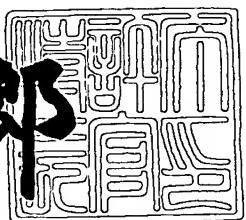
Applicant(s):

ジャトコ株式会社

2003年 5月 6日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3032717

【書類名】 特許願

【整理番号】 GM0205045

【提出日】 平成14年 8月29日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16H 61/00

【発明の名称】 ベルト式無段変速機

【請求項の数】 3

【発明者】

【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

【氏名】 山本 雅弘

【発明者】

【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

【氏名】 田中 緑

【特許出願人】

【識別番号】 000231350

【氏名又は名称】 ジヤトコ株式会社

【代理人】

【識別番号】 100075513

【弁理士】

【氏名又は名称】 後藤 政喜

【選任した代理人】

【識別番号】 100084537

【弁理士】

【氏名又は名称】 松田 嘉夫

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 019839

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0208259

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ベルト式無段変速機

【特許請求の範囲】

【請求項1】

油圧に応じて溝幅が変化する入力側のプライマリブーリと、

油圧に応じて溝幅が変化する出力側のセカンダリブーリと、

前記プライマリブーリと前記セカンダリブーリとに巻き掛けられ、前記溝幅に応じてブーリ接触半径が変化するベルトとを備えたベルト式無段変速機であって

ベルトのトルク容量と現在のブーリ比とを達成可能な定常油圧をブーリ毎に算出する定常油圧算出手段と、

目標変速速度を決定する目標変速速度決定手段と、

目標変速速度を達成可能な過渡油圧を算出する過渡油圧算出手段と、

変速比を大きくするときには、前記プライマリブーリに前記定常圧を供給し、前記セカンダリブーリに前記定常油圧に前記過渡油圧を増圧して供給する油圧制御手段とを備えた

ことを特徴とするベルト式無段変速機。

【請求項2】

前記過渡油圧算出手段は、前記目標変速速度を前記ブーリのストローク速度に変換し、該ブーリのストローク速度と現在のブーリ比とから前記過渡油圧を算出する

ことを特徴とする請求項1に記載のベルト式無段変速機。

【請求項3】

油圧ポンプからの油圧をライン圧として調圧する調圧弁と、

前記ライン圧に基づいて、前記プライマリブーリ及び前記セカンダリブーリに供給する油圧をそれぞれ調圧する制御弁とを備え、

前記調圧弁は前記ライン圧を、前記プライマリブーリと前記セカンダリブーリとに供給する圧力のうち、いずれか大きい方の圧力と等しくなるように調圧することを特徴とする請求項1または2記載のベルト式無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車等の発動機の回転を駆動輪に伝達する動力伝達システムに好適に使用されるベルト式無段変速機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

自動車等に搭載する変速機としては、従来より、例えばベルト式無段変速機といわれるものが知られている。このベルト式無段変速機は、エンジンの回転を入力するプライマリプーリと、駆動輪に回転を出力するセカンダリプーリと、プライマリプーリの回転をセカンダリプーリに伝達するにVベルトとを備えており、Vベルトのプライマリプーリ及びセカンダリプーリに対する接触半径（有効半径）の比率（プーリ比）を調整することで、入力と出力の回転数の比率（変速比）を調整する。

【0003】

このようなベルト式無段変速機としては、例えば、特開平3-181659号公報に記載のものがある。この公報では、特に変速制御性を容易かつ向上させ、異常時にも容易に対処可能な無段変速機の制御装置が開示されている。すなわち、定常時（一定のプーリ比を保持するとき）の入力トルク及びプーリ比に基づいて必要プライマリ圧を算出し、これに応じた目標プライマリ圧の電気信号をプライマリ制御弁に入力してプライマリ圧を制御して、定常時には油圧で各プーリ比を保つ。また、過渡時（プーリ比を変更するとき）には、流量制御系で変速速度を達成するのに必要な圧力を算出し、これを油圧に加減算して目標プライマリ圧を増減することで、プライマリ制御弁によりプライマリ圧を増してアップシフトし、減じてダウンシフトするように変速制御する。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、前述した公報の制御では、ダウンシフト時にプライマリ圧を低下させるので、プライマリプーリのトルク容量が低下しすぎてベルトが滑る可能性がある

り、ベルトの耐久性を悪化させるおそれがあった。

【0005】

本発明は、このような従来の問題点に着目してなされたものであり、ダウンシフト時にベルトを滑らせることのないベルト式無段変速機を提供することを目的としている。

【0006】

【課題を解決するための手段】

本発明は、以下のような解決手段により、前記課題を解決する。

第1の発明は、油圧に応じて溝幅が変化する入力側のプライマリプーリと、油圧に応じて溝幅が変化する出力側のセカンダリプーリと、前記プライマリプーリと前記セカンダリプーリとに巻き掛けられ、前記溝幅に応じてプーリ接触半径が変化するベルトとを備えたベルト式無段変速機であって、ベルトのトルク容量と現在のプーリ比とを達成可能な定常油圧をプーリ毎に算出する定常油圧算出手段と、目標変速速度を決定する目標変速速度決定手段と、目標変速速度を達成可能な過渡油圧を算出する過渡油圧算出手段と、変速比を大きくするときには、前記プライマリプーリに前記定常圧を供給し、前記セカンダリプーリに前記定常油圧に前記過渡油圧を増圧して供給する油圧制御手段とを備えたことを特徴とする。

【0007】

【作用・効果】

第1の発明によれば、プライマリプーリ及びセカンダリプーリの両方に現在のプーリ比とベルトのトルク容量とを達成する定常油圧を供給しながら、ダウンシフト時にセカンダリプーリへ目標変速速度を達成可能な過渡油圧を増圧してプーリ比を変化させるので、プーリのトルク容量は常に確保した状態で変速が行われることとなり、ダウンシフトのときにプライマリプーリの油圧を低下させすぎてベルトが滑るといったことを防止できて、ベルトの耐久性の悪化を防止できる。

【0008】

【発明の実施の形態】

以下、図面等を参照して、本発明の実施の形態について、さらに詳しく説明する。

【0009】

図1は本発明によるベルト式無段変速機の一実施形態を示す概略構成図である

【0010】

ベルト式無段変速機10は、プライマリプーリ11と、セカンダリプーリ12と、Vベルト13と、CVTコントロールユニット20と、油圧コントロールユニット30とを備える。

【0011】

プライマリプーリ11は、このベルト式無段変速機10にエンジン1の回転を入力する入力軸側のプーリである。プライマリプーリ11は、入力軸11dと一体となって回転する固定円錐板11bと、この固定円錐板11bに対向配置されてV字状のプーリ溝を形成するとともに、プライマリプーリシリンドラム11cへ作用する油圧（プライマリ圧）によって軸方向へ変位可能な可動円錐板11aとを備える。プライマリプーリ11は、前後進切り替え機構3、ロックアップクラッチを備えたトルクコンバータ2を介してエンジン1に連結され、そのエンジン1の回転を入力する。プライマリプーリ11の回転速度は、プライマリプーリ回転速度センサ26によって検出される。

【0012】

Vベルト13は、プライマリプーリ11及びセカンダリプーリ12に巻き掛けられ、プライマリプーリ11の回転をセカンダリプーリ12に伝達する。

【0013】

セカンダリプーリ12は、Vベルト13によって伝達された回転をディファレンシャル4に出力する。セカンダリプーリ12は、出力軸12dと一体となって回転する固定円錐板12bと、この固定円錐板12bに対向配置されてV字状のプーリ溝を形成するとともに、セカンダリプーリシリンドラム12cへ作用する油圧（セカンダリ圧）に応じて軸方向へ変位可能な可動円錐板12aとを備える。なお、セカンダリプーリシリンドラム12cの受圧面積は、プライマリシリンドラム11cの受圧面積と略等しく設定されている。

【0014】

セカンダリブーリ12は、アイドラギア14及びアイドラシャフトを介してディファレンシャル4を連結しており、このディファレンシャル4に回転を出力する。セカンダリブーリ12の回転速度は、セカンダリブーリ回転速度センサ27によって検出される。なお、このセカンダリブーリ12の回転速度から車速を算出することができる。

【0015】

CVTコントロールユニット20は、インヒビタスイッチ23、アクセルペダルストローク量センサ24、油温センサ25、プライマリブーリ回転速度センサ26、セカンダリブーリ回転速度センサ27等からの信号や、エンジンコントロールユニット21からの入力トルク情報に基づいて、ブーリ比（セカンダリブーリ12の有効半径をプライマリブーリ11の有効半径で除した値であり、変速比と同義である。）や接触摩擦力を決定し、油圧コントロールユニット30に指令を送信して、ベルト式無段変速機10を制御する。

【0016】

油圧コントロールユニット30は、CVTコントロールユニット20からの指令に基づいて応動する。油圧コントロールユニット30は、プライマリブーリ11及びセカンダリブーリ12に対して油圧を供給し、可動円錐板11a及び可動円錐板12aを回転軸方向に往復移動させる。

【0017】

可動円錐板11a及び可動円錐板12aが移動するとブーリ溝幅が変化する。すると、Vベルト13が、プライマリブーリ11及びセカンダリブーリ12上で移動する。これによって、Vベルト13のプライマリブーリ11及びセカンダリブーリ12に対する接触半径が変わり、ブーリ比及びVベルト13の接触摩擦力がコントロールされる。

【0018】

エンジン1の回転が、トルクコンバータ2、前後進切り替え機構3を介してベルト式無段変速機10へ入力され、プライマリブーリ11からVベルト13、セカンダリブーリ12を介してディファレンシャル4へ伝達される。

【0019】

アクセルペダルが踏み込まれたり、マニュアルモードでシフトチェンジされると、プライマリプーリ11の可動円錐板11a及びセカンダリプーリ12の可動円錐板12aを軸方向へ変位させて、Vベルト13との接触半径を変更することにより、プーリ比を連続的に変化させる。

【0020】

図2は本発明によるベルト式無段変速機の油圧コントロールユニット及びCVTコントロールユニットの概念図である。

【0021】

油圧コントロールユニット30は、レギュレータバルブ31と、変速制御弁32と、減圧弁33とを備え、油圧ポンプ34から供給される油圧を制御してプライマリプーリ11及びセカンダリプーリ12に供給する。

【0022】

レギュレータバルブ31は、ソレノイドを有し、油圧ポンプ34から圧送された油の圧力を、CVTコントロールユニット20からの指令（例えば、デューティ信号など）に応じて運転状態に応じて所定のライン圧PLに調圧する調圧弁である。

【0023】

変速制御弁32は、プライマリプーリシリンダ室11cの油圧（以下「プライマリ圧」という）を後述するプライマリプーリ目標圧となるよう制御する制御弁である。変速制御弁32は、メカニカルフィードバック機構を構成するサーボリンク50に連結され、サーボリンク50の一端に連結されたステップモータ40によって駆動されるとともに、サーボリンク50の他端に連結したプライマリプーリ11の可動円錐板11aから溝幅、つまり実プーリ比のフィードバックを受ける。変速制御弁32は、スプール32aの変位によってプライマリプーリシリンダ室11cへの油圧の吸排を行って、ステップモータ40の駆動位置で指令された目標プーリ比となるようにプライマリ圧を調整し、実際に変速が終了するとサーボリンク50からの変位を受けてスプール32aを閉弁位置に保持する。

【0024】

減圧弁33は、ソレノイドを備え、セカンダリプーリシリンダ室12cへの供

給圧（以下「セカンダリ圧」という）を後述するセカンダリブーリ目標圧に制御する制御弁である。

【0025】

油圧ポンプ34から供給され、レギュレータバルブ31によって調圧されたライン圧PLは、変速制御弁32と、減圧弁33にそれぞれ供給される。

【0026】

プライマリブーリ11及びセカンダリブーリ12のブーリ比は、CVTコントロールユニット20からの変速指令信号に応じて駆動されるステップモータ40によって制御され、ステップモータ40に応動するサーボリンク50の変位に応じて変速制御弁32のスプール32aが駆動され、変速制御弁32に供給されたライン圧PLが調整されてプライマリ圧をプライマリブーリ11へ供給し、溝幅が可変制御されて所定のブーリ比に設定される。

【0027】

CVTコントロールユニット20は、インヒビタースイッチ23からのセレクト位置、アクセルペダルストローク量センサ24からのアクセルペダルストローク量、油温センサ25からベルト式無段変速機10の油温や、プライマリブーリ速度センサ26、セカンダリブーリ速度センサ27、油圧センサ28からの信号等を読み込んでブーリ比やVベルト13の接触摩擦力を可変制御する。なお、油圧センサ28は、セカンダリブーリのシリンドラ室12cにかかるセカンダリ圧を検出するセンサである。

【0028】

CVTコントロールユニット20は、車速やスロットル開度等に応じて目標のブーリ比を決定し、ステップモータ40を駆動して現在のブーリ比を目標のブーリ比へ向けて制御する変速制御部201と、入力トルクやブーリ比、油温、目標変速速度などに応じて、プライマリブーリ11とセカンダリブーリ12の推力を制御するブーリ圧（油圧）制御部202から構成される。

【0029】

ブーリ圧制御部202は、入力トルク情報、プライマリブーリとセカンダリブーリとのブーリ比、油温からライン圧の目標値を決定し、レギュレータバルブ3

1のソレノイドを駆動することでライン圧の制御を行い、また、セカンダリ圧の目標値を決定して、油圧センサ28の検出値と目標値とに応じて減圧弁33のソレノイドを駆動して、フィードバック制御（閉ループ制御）によりセカンダリ圧を制御する。

【0030】

図3は本発明によるベルト式無段変速機の制御を説明するフローチャートである。

【0031】

まず、ステップS1では、プライマリブーリが必要とする定常用の推力（PRI定常推力：現在のブーリ比を達成するとともに、ベルトのトルク容量を達成する（滑らせずに現在のトルクを伝達可能）のに必要な推力）及びセカンダリブーリが必要とする定常用の推力（SEC定常推力）を求める。具体的な内容は後述する。

【0032】

ステップS2では、過渡用（ブーリ比を変更するとき）、すなわち変速に必要な推力差であるプライマリブーリの推力補正量（PRI過渡推力補正量）及びセカンダリブーリの推力補正量（SEC過渡推力補正量）を計算する。具体的な計算方法については後述する。

【0033】

次に、ステップS3においてアップシフトかダウンシフトかを判断する。なお、この判断は、ステップS2（より具体的には後述するステップS21）で求めた目標変速速度によって判断する。

【0034】

ここで、アップシフトであればステップS4に進み、PRI定常推力にPRI過渡推力補正量を加算した値を、プライマリブーリ目標推力（PRI目標推力）とする。さらに、ステップS5において、SEC定常推力を、セカンダリブーリ目標推力（SEC目標推力）とする。

【0035】

一方、ダウンシフトのときはステップS6に進み、SEC定常推力にSEC

D過渡推力補正量を加算した値を、セカンダリブーリ目標推力（S E C D目標推力）とする。さらに、ステップS 7において、P R I定常推力を、プライマリブーリ目標推力（P R I目標推力）とする。

【0036】

そして、ステップS 8において、P R I目標推力をプライマリブーリの受圧面積（P R I面積）で除算した値を、プライマリブーリ目標圧（P R I目標圧）とし、ステップS 9において、S E C D目標推力をセカンダリブーリの受圧面積（S E C D面積）で除算した値を、セカンダリブーリ目標圧（S E C D目標圧）とする。

【0037】

そして、ステップS 10において、P R I目標圧及びS E C D目標圧のいずれか大きい方をライン目標圧（P L目標圧）とし、ライン圧がこのP L目標圧を満足するように、レギュレータバルブ3 1のソレノイドを制御する。

【0038】

図4は、プライマリブーリ及びセカンダリブーリの定常用（一定ブーリ比保持時）の推力を計算するサブルーチンのフローチャートである。また、図5はブーリ比とブーリの推力との関係を示す推力マップであり、図5（A）はプライマリブーリ用の推力マップ、図5（B）はセカンダリブーリ用の推力マップである。

【0039】

ステップS 11において、プライマリブーリ1 1への入力トルクを計算する。例えば、エンジンコントロールユニット2 1からの入力トルク情報であるエンジンの実トルクに、トルクコンバータ2のトルク比を乗算したものをプライマリブーリ1 1への入力トルクとして算出する。

【0040】

ステップS 12において、プライマリブーリ速度センサ2 6とセカンダリブーリ速度センサ2 7とで検出された値から現在のブーリ比（実ブーリ比）を計算する。

【0041】

ステップS 13において、プライマリブーリ用の推力マップ（図5（A））か

らプライマリブーリの定常用の推力（PRI定常推力）を求め、セカンダリブーリ用の推力マップ（図5（B））からセカンダリブーリの定常用の推力（SEC定常推力）を求める。

【0042】

なお、図5（A）（B）の推力マップは、横軸がブーリ比、縦軸が推力を示す。ブーリ比は、図中の右側ほど大きく左側である。このブーリ比と推力との関係は入力トルク毎に設定されており、ブーリ比が同じでも入力トルクが大きいほど大きな推力に設定されている。

【0043】

また、プライマリブーリの定常用の推力とセカンダリブーリの定常用の推力を比較すると、図5（A）（B）からわかるように、ブーリ比が小さいときはプライマリブーリの推力の方が大きく、ブーリ比が大きいときはセカンダリブーリの推力の方が大きな値に設定されている。したがって、図5（A）のプライマリブーリの線図の方が図5（B）のセカンダリブーリの線図よりも傾斜が緩い。

【0044】

図6は過渡用（ブーリ比変更時）のプライマリブーリ及びセカンダリブーリの推力補正量を算出するサブルーチンのフローチャートである。図7は変速線図、図8はブーリ比に対するブリストローク速度倍率マップ、図9はブーリのストローク速度に対するブーリの推力補正量を示すマップであり、図9（A）はプライマリブーリ用マップ、図9（B）はセカンダリブーリ用マップである。

【0045】

ステップS21において、時々刻々の目標変速速度を算出し決定する。例えば、車速とスロットル開度とに基づき図7の変速線図を参照して、最終的な目標ブーリ比である到達ブーリ比を算出する。さらに、アップシフト、ダウンシフト、踏み込みダウンシフトといった変速種毎に設定された目標時定数を参照し、到達ブーリ比を1次遅れで目標時定数分遅らせて目標ブーリ比を算出する。そして、到達ブーリ比から目標ブーリ比を減算して目標時定数で除算したものを目指変速速度として決定する。

【0046】

ステップS22において、実ブーリ比に対するブーリストローク速度倍率マップ（図8）から実ブーリ比に対するブーリのストローク速度の倍率を求め、ステップS23において、その倍率にステップS21で算出した目標变速速度を乗算してブーリのストローク速度を算出する。

【0047】

そして、ステップS24において、プライマリブーリ用のマップ（図9（A））及びセカンダリブーリの用マップ（図9（B））からブーリストローク速度に応じたブーリの推力補正量を求める。

【0048】

図10は、踏み込みダウンシフト及び足離しアップシフトを行うときのタイムチャートである。

【0049】

アクセルペダルが時刻 t_1 で急激に踏み込まれ、時刻 t_3 で急激に足離し（戻される）の場合を想定して説明する。

【0050】

アクセルペダルが時刻 t_1 で急激に踏み込まれた場合には、ブーリ比をOD側からLO側へとダウンシフトさせることになる。そのとき、算出された目標变速速度に基づいて变速に必要な推力差分を過渡推力補正量としてセカンダリブーリ側のSEC定常推力に加算し、これをセカンダリブーリの目標推力とすることで、变速に必要な油圧分をセカンダリブーリ側に増圧している（図10ハッチング部分）。この間、プライマリブーリ圧は、定常用の推力から算出される油圧（定常用の圧力）のままである。また、この時刻 t_1 から t_2 の間は、アクセルペダルの踏み込みにともない入力トルクが増加するとともに実ブーリ比がダウンシフトし続けるため、PRI定常推力、SEC定常推力に対応するプライマリ圧及びセカンダリ圧は増加しつづける。すなわち、この時刻 $t_1 \sim t_2$ では、ステップS1において、プライマリブーリ11への入力トルク、現在のブーリ比（実ブーリ比）とから、プライマリブーリの定常用の推力（PRI定常推力）と、セカンダリブーリの定常用の推力（SEC定常推力）を算出する。ステップS2にて、時々刻々の目標变速速度を算出し、実ブーリ比に対するブーリストローク速度

倍率マップ（図8）から実ブーリ比に対するブーリのストローク速度の倍率を求め、その倍率に目標变速速度を乗算してブーリのストローク速度を算出し、ブーリストローク速度に応じたブーリ過渡推力補正量を求める。ステップS3にて、目標变速速度からダウンシフト判定を行いステップS6へ進み、SECD定常推力にSECD過渡推力補正量を加算した値をセカンダリブーリ目標推力（SECD目標推力）に設定するとともに、ステップS7において、PRI定常推力をプライマリブーリ目標推力（PRI目標推力）に設定し、ステップS8、ステップS9にて、PRI目標推力、SEC目標推力をそれぞれのブーリの受圧面積で除算し、プライマリブーリ目標圧（PRI目標圧）とセカンダリブーリ目標圧（SECD目標圧）とを算出する。ステップS10に進んで、PRI目標圧及びSECD目標圧のいずれか大きい方をライン目標圧（PL目標圧）とし、ライン圧がこのPL目標圧を満足するように、レギュレータバルブ31のソレノイドを制御する。そして、実ブーリ比が到達ブーリ比になる時刻t2までこのステップが繰り返される。

【0051】

そして、時刻t2において、実ブーリ比が到達ブーリ比に一致すると、目標变速速度から算出されるブーリの過渡推力補正量が0となるため、プライマリブーリの目標推力であるPRI目標推力及びセカンダリブーリの目標推力であるSECD推力は、どちらも定常用推力のみの値となり（PRI定常推力、SECD定常推力）、その結果、アクセルペダルストロークが変わらず、入力トルクの変化もないことから、プライマリ圧、セカンダリ圧は一定値のままとなる。

その後、アクセルペダルが時刻t3で急激に戻されると、時刻t3～t4でブーリ比をLO側からOD側へとアップシフトされることになる。そのとき、算出された目標变速速度に基づいて变速に必要な推力差分を推力補正量としてプライマリブーリ側のPRI定常推力に加算し、これをプライマリブーリの目標推力とすることで、变速に必要な油圧分をプライマリブーリ側に増圧している（図10ハッキング部分）。この間、セカンダリブーリ圧は、定常用の推力から算出される油圧（定常用の圧力）のままである。また、この時刻t3～t4の間は、アクセルペダルの戻し（足離し）にともない入力トルクが減少するとともに実ブーリ比

がアップシフトし続けるため、算出されるPRI定常推力、SEC定常推力も減少しつづける。すなわち、この時刻 $t_3 \sim t_4$ では、ステップS1において、プライマリブーリ1への入力トルク、現在のブーリ比（実ブーリ比）とから、プライマリブーリの定常用の推力（PRI定常推力）と、セカンダリブーリの定常用の推力（SEC定常推力）とを算出する。ステップ2にて、時々刻々の目標変速速度を算出し、実ブーリ比に対するブーリストローク速度倍率マップ（図8）から実ブーリ比に対するブーリのストローク速度の倍率を求め、その倍率に目標変速速度を乗算してブーリのストローク速度を算出し、ブーリストローク速度に応じたブーリの推力補正量を求める。ステップS3にて、目標変速速度からアップシフト判定を行いステップS4へ進み、PRI定常推力にPRI過渡推力補正量を加算した値をプライマリブーリ目標推力（PRI目標推力）に設定するとともに、ステップS5において、SEC定常推力をセカンダリブーリ目標推力（SEC目標推力）に設定し、ステップS8、ステップS9にて、PRI目標推力、SEC目標推力をそれぞれのブーリの受圧面積で除算し、プライマリブーリ目標圧（PRI目標圧）とセカンダリブーリ目標圧（SEC目標圧）とを算出する。ステップS10に進んで、PRI目標圧及びSEC目標圧のいずれか大きい方をライン目標圧（PL目標圧）とし、ライン圧がこのPL目標圧を満足するように、レギュレータバルブ31のソレノイドを制御する。そして、実ブーリ比が到達ブーリ比になる時刻 t_4 までこのステップが繰り返される。

【0052】

本実施形態によれば、現在のブーリ比とベルトのトルク容量とを達成するのに必要な推力から算出される定常用の油圧と、変速に必要な推力差から算出される過渡用の油圧とを算出し、この過渡用の油圧分をアップシフトであればプライマリ圧の定常用の油圧に補正量として増圧し、ダウンシフトであればセカンダリ圧の定常用の油圧に補正量として増圧するように構成したことにより、定常用の油圧に過渡用の油圧を増圧してブーリ比を変化させてるので、ブーリのトルク容量は常に確保した状態で変速が行われることとなり、例えばダウンシフトのときにプライマリブーリの油圧を低下させすぎてベルトが滑るといったことを防止できて、ベルトの耐久性の悪化を防止できる。

【0053】

また、従来は、目標プーリ比及び実プーリ比をそれぞれプーリストローク位置にいったん変換し、その偏差に応じて变速流量（＝プーリストローク速度）を求めてことで变速流量を求めているが、プーリのストローク量及びプーリ比はリニアに変化する関係ではなく両者の関係は非線形であるので、必要な变速速度で变速を制御することが困難であった。しかしながら、本実施の形態では、時々刻々の目標变速速度を算出し、さらに目標变速速度とプーリのストローク速度とのゲインを実プーリ比の関数として予め設定しておき、目標变速速度に上記ゲインを乗算してプーリストローク速度に応じた過渡推力補正量を増圧するようにしたので、变速制御で使用される目標变速速度の情報を油圧制御にも使用が可能となり、必要な变速速度で变速を制御することが容易になる。

【0054】

さらに、PRI目標圧及びSECD目標圧のいずれか大きい方をライン目標圧（PL目標圧）とし、ライン圧がこのPL目標圧を満足するように、レギュレータバルブ31のソレノイドを制御するようにしたので、プライマリ圧及びセカンダリ圧が確実に保証されるとともに、ライン圧を無駄に上昇させることがないため、燃費の悪化も防止できる。

【0055】

以上説明した実施形態に限定されることなく、その技術的思想の範囲内において種々の変形や変更が可能であり、それらも本発明と均等であることは明白である。

【0056】

例えば、本実施の形態では、プライマリ圧及びセカンダリ圧を算出するにあたり、定常用の推力と過渡用の推力補正量を算出して加算した後で油圧に換算するようにしているが、これに限られるものではなく、定常用の推力と過渡用の推力とをそれぞれ油圧に換算した後で、アップシフトやダウンシフトの变速種に応じて加算して、プライマリ圧及びセカンダリ圧を算出しても同様の効果が得られる。

更に、増圧補正量を油温等に応じて変更するようにしてもよい。例えば、油温が

所定値以下となる低温時や、油温が所定値以上の高温時には増圧補正量が大きくなるように変更してもよい。

【0057】

また、目標変速速度の決定処理について、一例を図6のフローチャートで示したが、これに限られるものではなく、他の適宜の処理によって算出できることは言うまでもない。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明によるベルト式無段変速機の一実施形態を示す概略構成図である。

【図2】

発明によるベルト式無段変速機の油圧コントロールユニット及びCVTコントロールユニットの概念図である。

【図3】

本発明によるベルト式無段変速機の制御を説明するフローチャートである。

【図4】

プライマリプーリ及びセカンダリプーリの定常用（一定プーリ比保持時）の推力を計算するサブルーチンのフローチャートである。

【図5】

プーリ比とプーリの推力との関係を示す推力マップである。

【図6】

過渡用（プーリ比変更時）のプライマリプーリ及びセカンダリプーリの推力補正量を算出するサブルーチンのフローチャートである。

【図7】

変速線図である。

【図8】

プーリ比に対するプーリストローク速度倍率マップである。

【図9】

プーリストローク速度に対するプーリ推力補正量を示すマップである。

【図10】

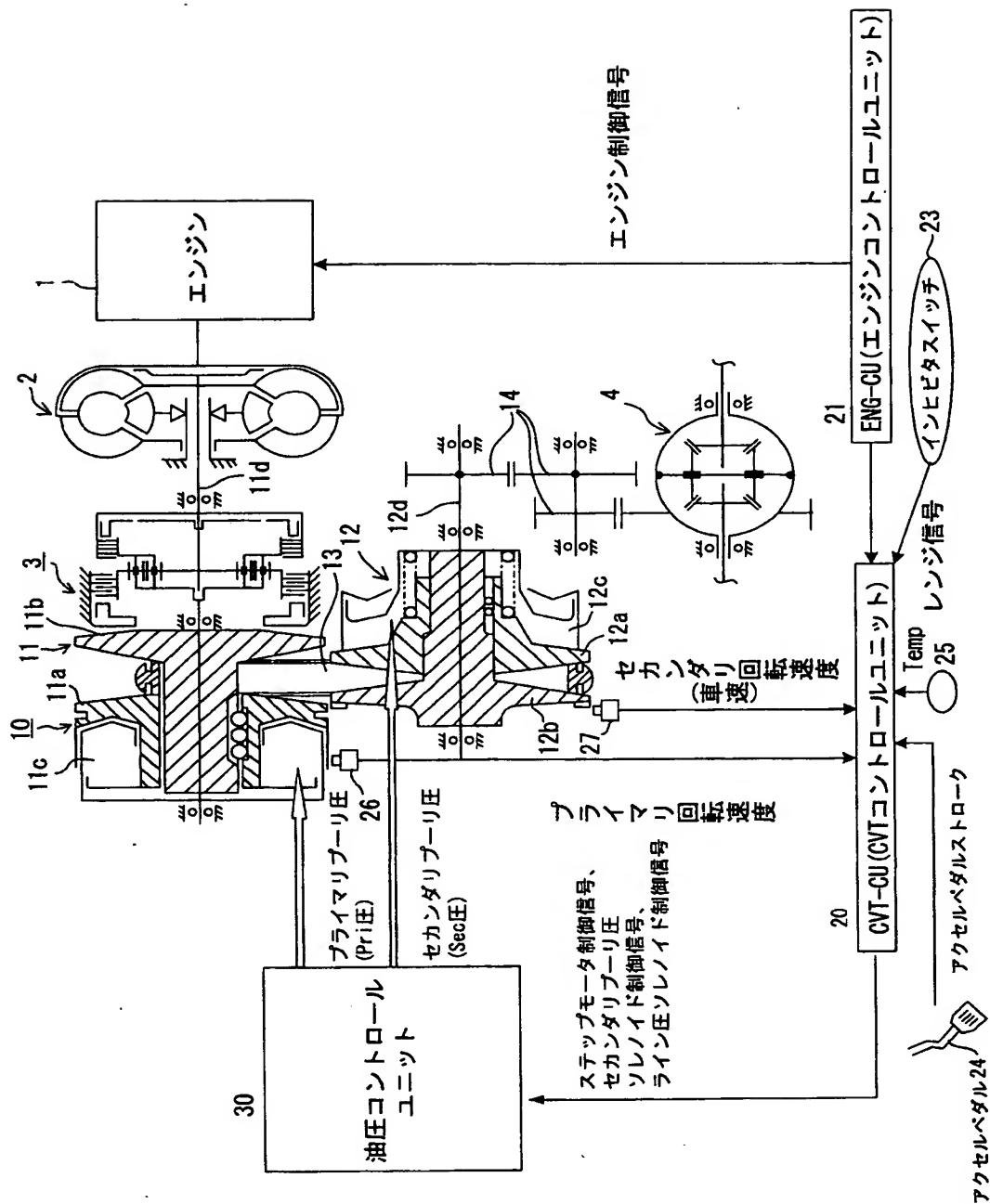
踏み込みアップシフト及び足離しダウンシフトを行ったときのタイムチャートである。

【符号の説明】

- 1 0 ベルト式無段変速機
- 1 1 プライマリブーリ
- 1 2 セカンダリブーリ
- 1 3 Vベルト
- 2 0 C V Tコントロールユニット
- 3 0 油圧コントロールユニット
- 3 1 レギュレータバルブ
- 3 2 変速制御弁
- 3 2 a スプール
- 3 3 減圧弁
- 3 4 油圧ポンプ
- 4 0 ステップモータ
- 5 0 サーボリンク

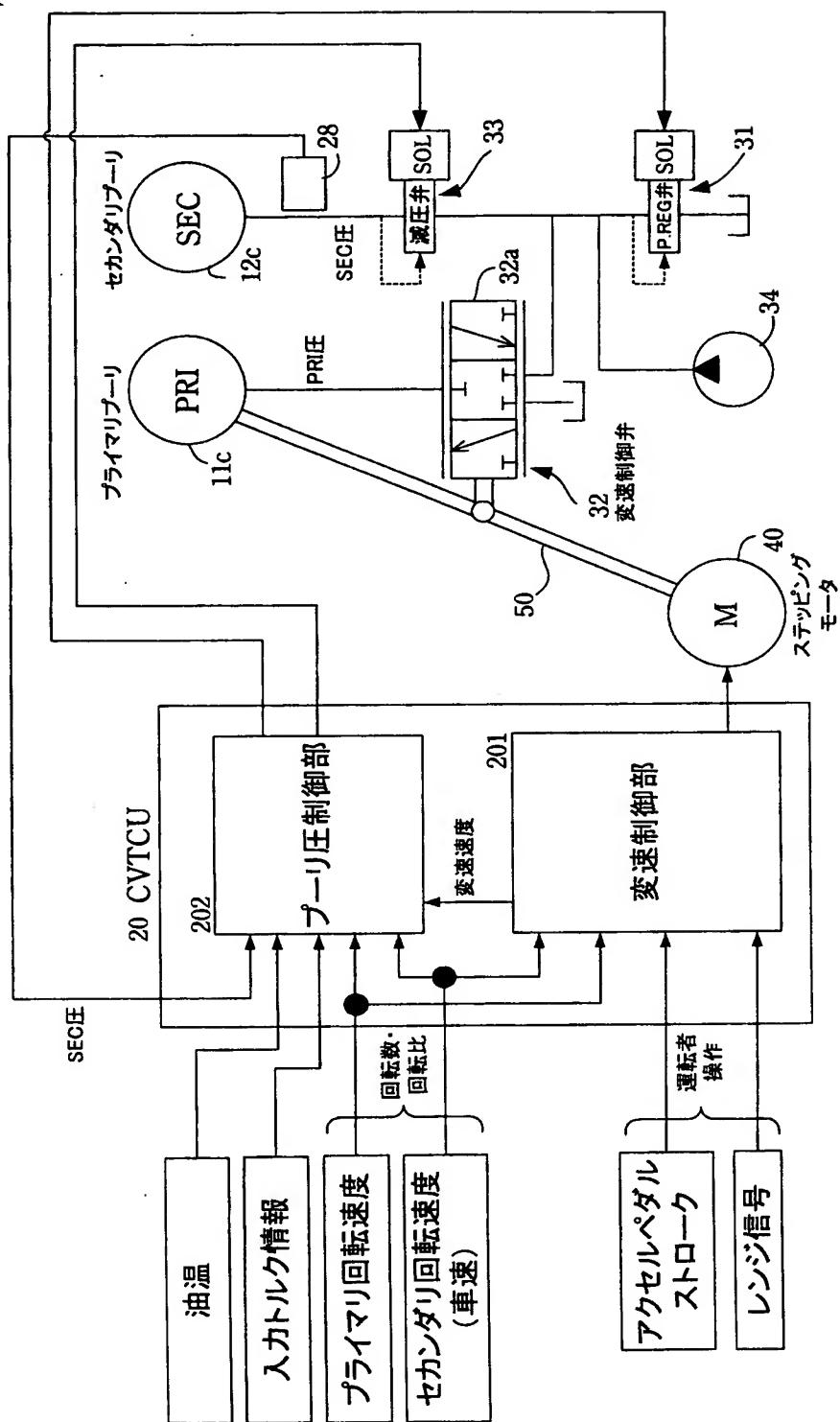
【書類名】図面

【図1】

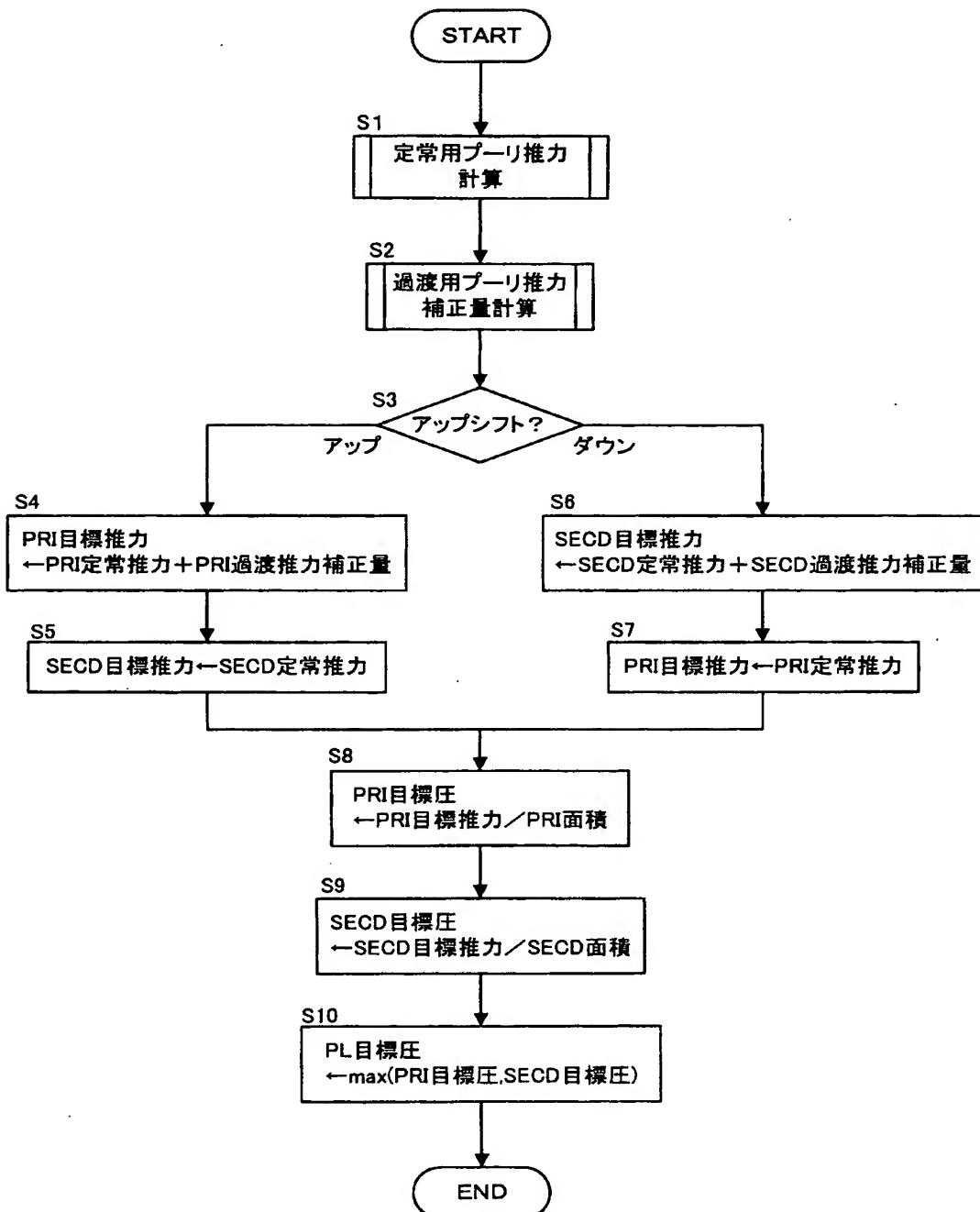


【図2】

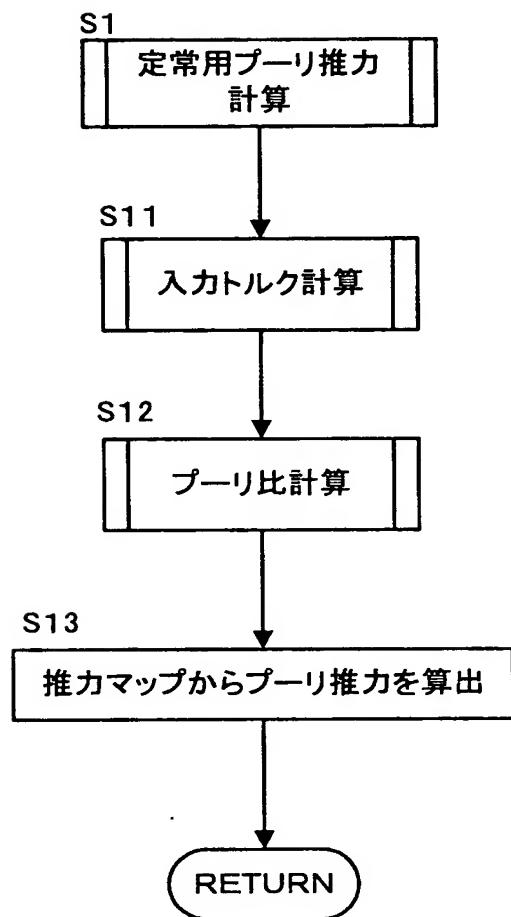
100



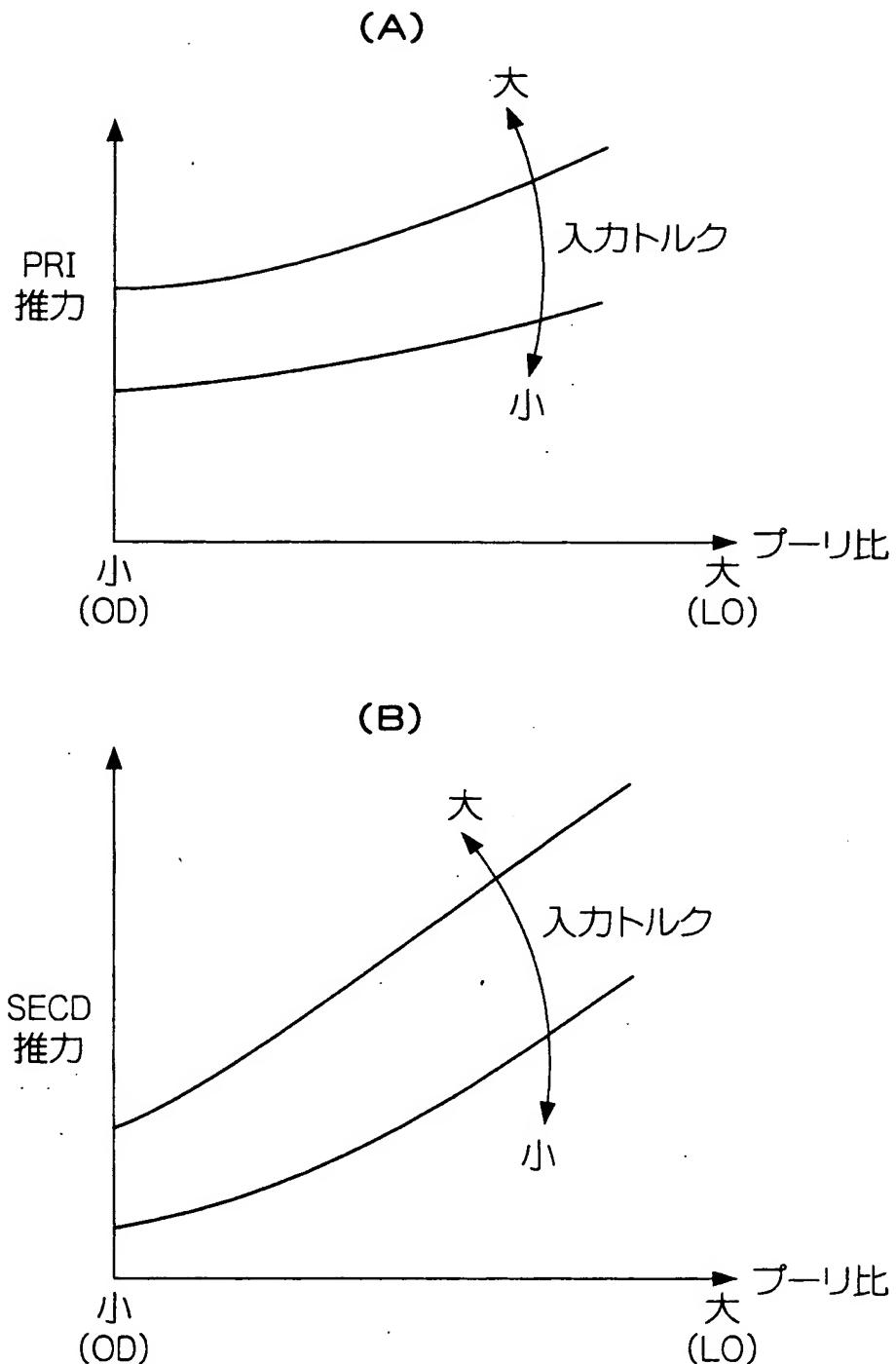
【図3】



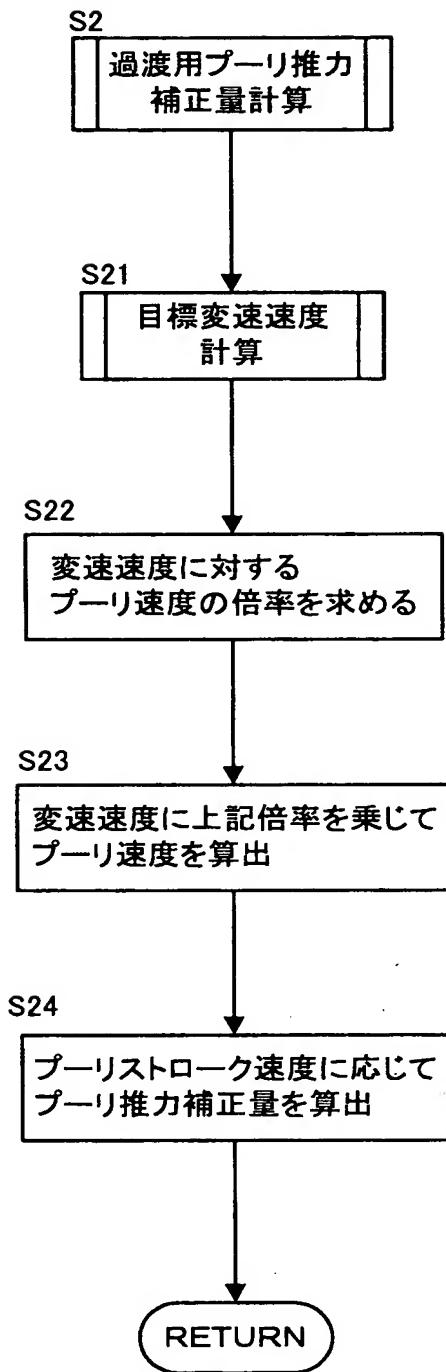
【図4】



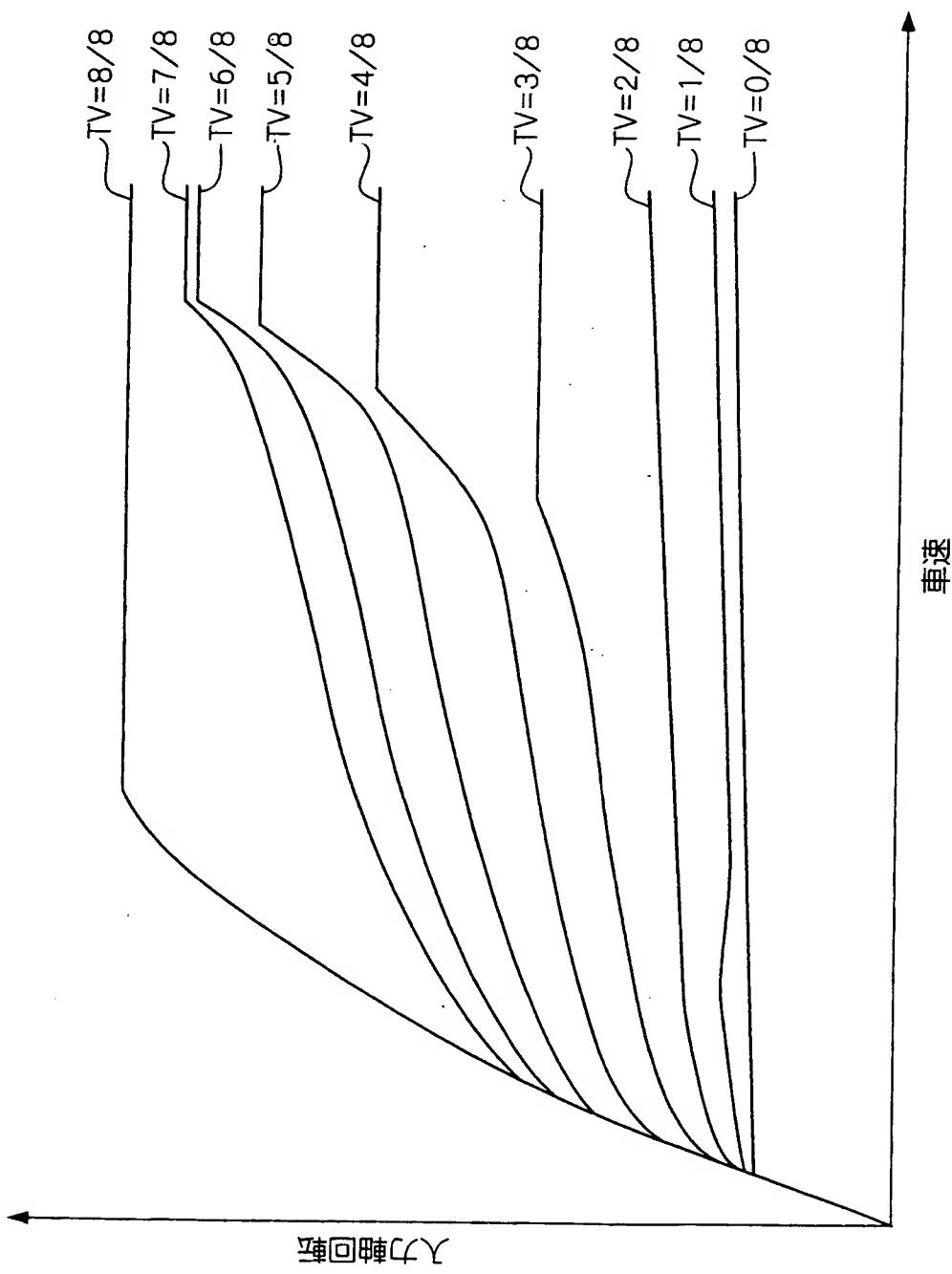
【図5】



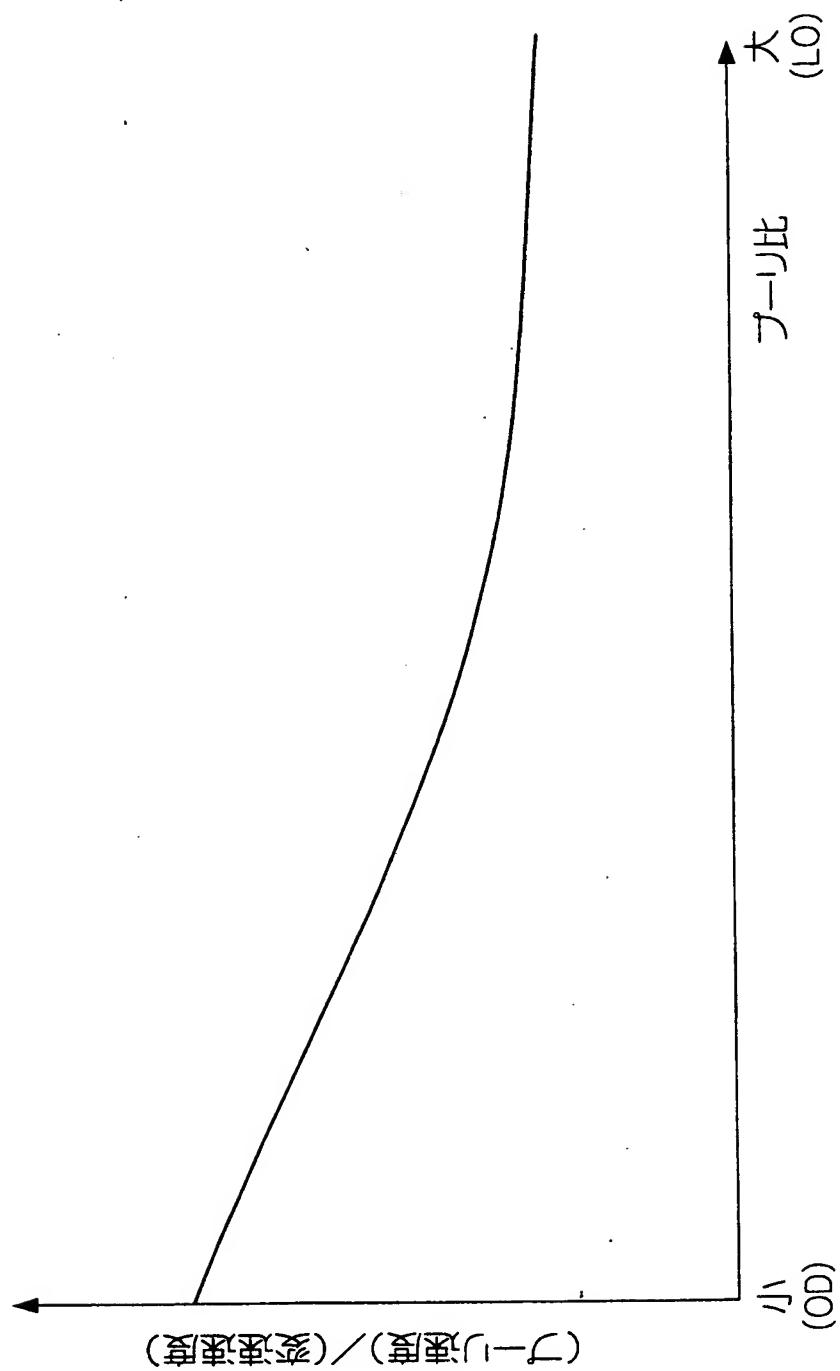
【図6】



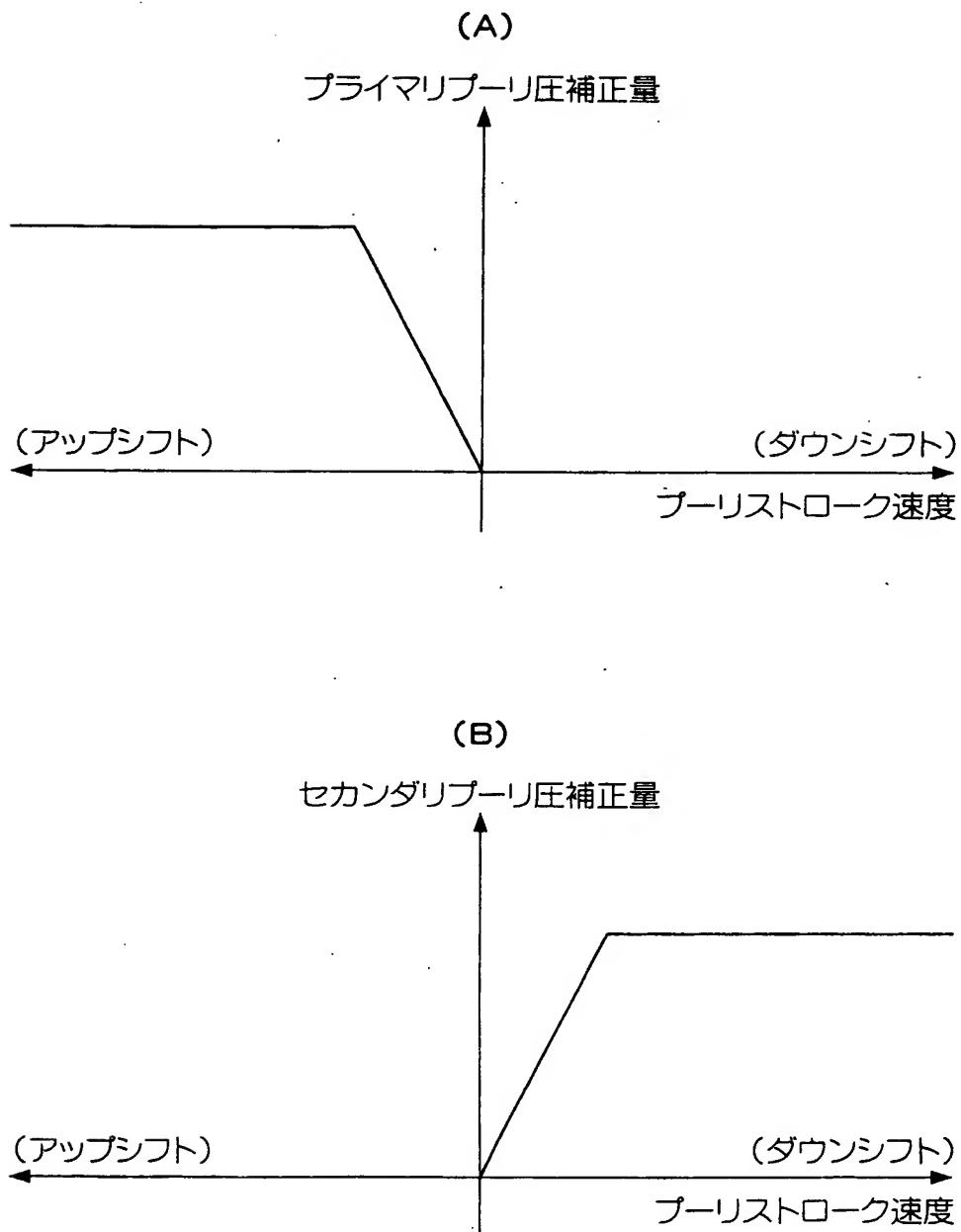
【図7】



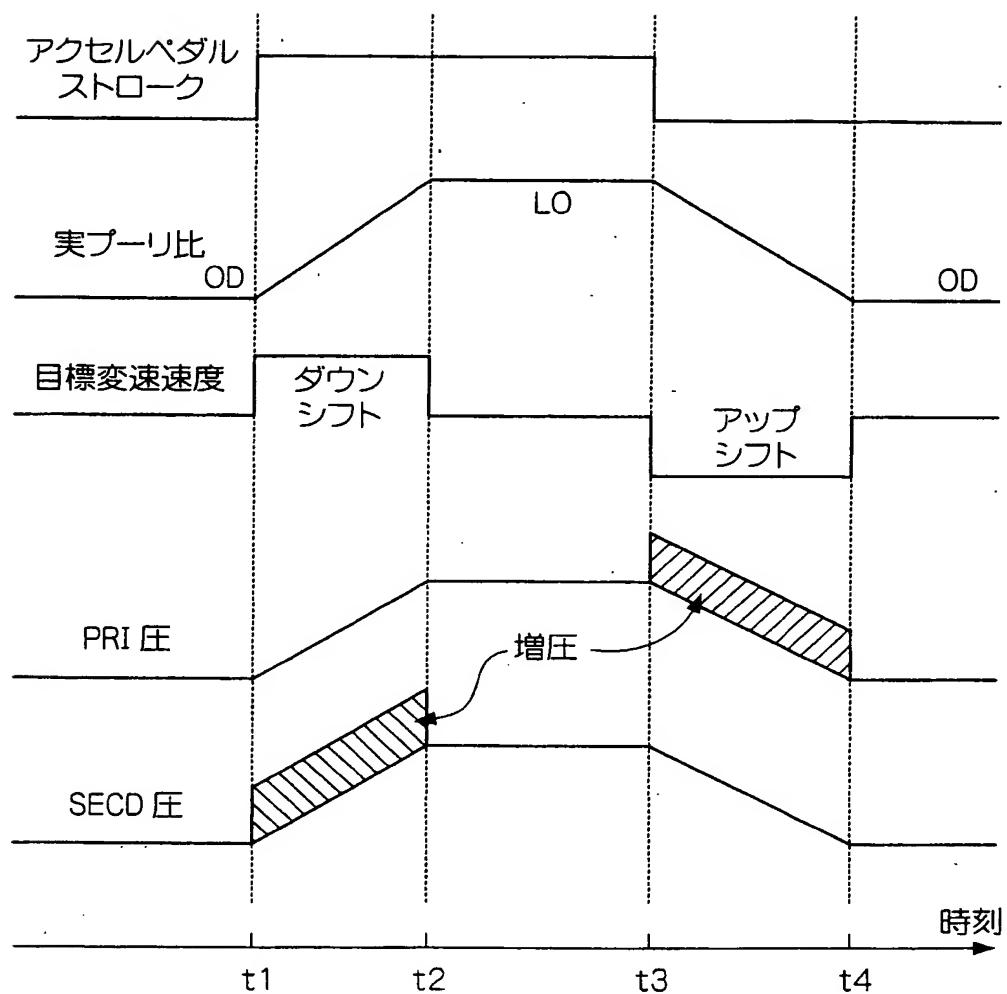
【図8】



【図9】



【図10】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 ベルトを滑らせることのないベルト式無段变速機を提供する。

【解決手段】 油圧に応じて溝幅が変化する入力側のプライマリプーリ11と、油圧に応じて溝幅が変化する出力側のセカンダリプーリ12と、プライマリプーリ11とセカンダリプーリ12とに巻き掛けられ、溝幅に応じてプーリ接触半径が変化するベルト13とを備えたベルト式無段变速機であって、变速比を小さくするとき（ステップS3）には、プライマリプーリの油圧をベルトのトルク容量と現在のプーリ比とを達成可能な定常油圧分に目標变速速度を達成可能な過渡油圧分を増圧した油圧とし（ステップS4）、セカンダリプーリの油圧を定常油圧とし（ステップS5）、变速比を大きくするとき（ステップS3）には、セカンダリプーリの油圧を定常油圧分に過渡油圧分を増圧した油圧とし（ステップS6）、プライマリプーリの油圧を定常油圧と（ステップS7）なるようにした。

【選択図】 図3

出願人履歴情報

識別番号 [000231350]

1. 変更年月日 2002年 4月 1日

[変更理由] 名称変更

住 所 静岡県富士市今泉700番地の1
氏 名 ジヤトコ株式会社